

**Jan MAREČEK<sup>1</sup>**

## KONDENZAČNÍ KOMÍNY

### Abstrakt

Spalinová cesta, která odvádí vlhké spaliny od nízkoteplotních spotřebičů paliva, je ovlivňována kondenzací vodních par. V současné době se při nízkoteplotním vytápění plynem, používá kondenzačních spotřebičů paliva, které při získávání tepla spojují funkce spalování paliva s kondenzací par obsažených ve spalinách. Článek se věnuje kondenzačním komínům, které stejný princip využívají pro zvýšení účinnosti topného systému v neobvyklém místě spalinové cesty.

### ÚVOD

Spalování paliva je exotermická reakce, při které vzniká teplo, popel a spaliny. Jestliže dojde ke spalování metanu v optimálních podmínkách pro hoření, bude platit rovnice



Pro rozbor chování mokrých spalin na spalinové cestě bylo použito jejich charakteristických hodnot odvozených ze stechiometrického spalování metanu.

Celkové množství tepla, které při tomto procesu vzniká, nazýváme spalným teplem. Pod pojmem spalného tepla se skrývá výhřevnost paliva a komínová ztráta. Výhřevností označujeme množství tepla, které se uvolňuje při ideálním spalování paliva v topeništi.

Komínová ztráta zahrnuje teplo, které bylo vynaloženo na ohřátí spalin a na přeměnu vody na páru. Uvedené teplo je obsaženo ve spalinách vycházejících z kouřového hrdla topidla. Vodní pára, která je součástí spalin, vzniká jako produkt spalování a vlhkosti paliva

Účinnost topidla se stanoví podle množství tepla, které je možno získat při spalování v konkrétním spotřebiči spalin ve vztahu k výhřevnosti paliva. Účinnost topného systému je závislá na dokonalosti spalování určitého druhu paliva, při vyváženém přísunu paliva a spalinového vzduchu vzhledem ke spotřebě tepla.

Při hodnocení kondenzačních topidel se používá výhřevnosti paliva pro porovnání se stejným teplem jako u normálního vytápění, ke kterému se připočítává teplo z ochlazování spalin. Při takovém hodnocení dochází k porovnávání maximálního množství tepla, které je možno získat z paliva v topeništi kotle s možnostmi topného zdroje s chladičem spalin. Při tom se odvádí pozornost od skutečné funkce topného zařízení, kde se na výrobě tepla podílí palivo, spalinový vzduch, spotřebič paliva a spalinová cesta.

Při ideálním ochlazování spalin dochází nejprve k ochlazování spalin až do úrovně rosného bodu, který je mezní hranicí pro nasycení spalin vodními parami. Snižování teploty pod tuto hranici vyvolává jejich postupnou kondenzaci podle kondenzační křivky garfu 1 A. Předpokladem ideálního ochlazování je postupné odvádění tepla podle míry nasycení spalin vodními parami. Kondenzační technika je obvykle založena na metodě vícestupňového ochlazování. Teplota chladicí vody v jednotlivých stupních je pro tyto potřeby odstupňována podle kapacity chladiče tak, aby teplota z kondenzace byla spolehlivě odvedena pro další využití v rámci topného zařízení.

---

<sup>1</sup> Ing., VŠB-TU Ostrava, Stavební fakulta, Ludvíka Podéště 1875, 708 00 Ostrava-Poruba, Tel. 597321309, E-mail: jan.marecek@vsb.cz

Podle lit. [1] je kondenzační technika založena na využití tepla, které je skryto ve spalínách. Aby bylo možno hodnotit uvedený systém, je nutné počítat na jedné straně s celkovým množstvím tepla získaného v topeništi i v kondenzačním výměníku spalín použitelného pro vytápění. Na druhé straně je nutno k výhřevnosti paliva připočítat i náklady na provoz spalinových ventilátorů, zvýšenou údržbu a odvod kondenzátu.

### KONDEZAČNÍ TECHNIKA

Kondenzace par vzniká při ochlazení spalín pod rosný bod spalín v komínovém průduchu. Přeměna par na kondenzát zásadně mění množství a charakter spalín po celé cestě komínem. Komínový tah je závislý na rozdílu hmotnosti teplých spalín v průduchu a hmotnosti vzduchu ve venkovním prostředí. Vlhké spaliny jsou

směsí suchých spalín a vodní páry. Podle Daltonova zákona je každá z obou složek nezávislá na druhé, jak lze vyjádřit vztahem pro venkovní vzduch:

$$P_A = P_{D3} + P_{D1} \text{ [Pa]} \quad (2)$$

$P_A$  atmosferický tlak vzduchu [Pa]

$P_{D3}$  parciální tlak suchého vzduchu [Pa]

$P_{D1}$  parciální tlak vodní páry [Pa]

Měrnou hmotnost spalín můžeme pak vyjádřit vztahem (3)

$$\rho = \rho_v + \rho_p \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (3)$$

$\rho$  měrná hmotnost vzduchu [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_v$  měrná hmotnost suchého vzduchu [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_p$  měrná hmotnost páry [kg/m<sup>3</sup>]

Závislost měrné hmotnosti spalín k teplotě a plynovým konstantám směsi lze vyjádřit vztahem (4)

$$\rho_s = 1/T * ((P_A - \Phi P_{D1})/R_v + \Phi P_{D1}/R_p) \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (4)$$

$T$  teplota spalín [K]

$R_v$  plynová konstanta vzduchu [287 J/kg/K]

$R_p$  plynová konstanta par [462 J/kg/K]

$\Phi$  relativní vlhkost vzduchu [%]

Po dosazení konstant do vzorce (4) obdržíme zjednodušený vztah (5) pro topení metanem.

$$\rho_s = 0,00348/T * (P_A - 0,378 \Phi P_{D1}) \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (5)$$

**Tab.1** Hmotnost vlhkého vzduchu ve vztahu k teplotě a obsahu par

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Teplota vzduchu	Návrh. relativní vlhkost venkovního vzduchu v zimě ČSN730540-3	Objemová hmotnost vlhkosti plynová konstanta 462	Parciální tlak páry podle relativní vlhkosti	Tlak nasycené vodní páry EN13788	Objemová vlhkost nasycené páry EN13788	Měrná hmotnost vlhkého vzduchu	Suchý vzduchu dle Rakovského ČSN730540-3	Výpočet hustoty lit.(1) 93000/287T	Výpočet vlhkého vzduchu dle rovnice (5)
č	°C	%	kg/m <sup>3</sup>	Pa	Pa	g/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kg/m <sup>3</sup>
1	-20	85	0,000747543	88	103	0,88	1,396	1,395	1,274	1,279
3	-15	84	0,001160542	139	165	1,38	1,369	1,368	1,249	1,254
4	-10	83	0,001772674	216	260	2,14	1,344	1,342	1,225	1,229
5	-5	82	0,002650769	329	401	3,24	1,320	1,317	1,203	1,206
6	0	80	0,003868405	489	611	4,85	1,297	1,293	1,181	1,183
7	5	79	0,005353976	689	872	6,78	1,276	1,271	1,159	1,161
8	10	76	0,007119723	933	1227	9,39	1,256	1,249	1,139	1,139
9	15	73	0,009332643	1244	1704		1,236	1,227	1,119	1,118
10	20	68	0,011719728	1589	2337	17,29	1,217	1,205	1,100	1,097
11	25	58	0,013319556	1837	3167		1,198	1,185	1,082	1,078
12	30	40	0,01209839	1696	4241	30,26	1,177	1,165	1,064	1,061

Uvedené vzorce jsou odvozeny od výpočtu venkovního vzduchu, pro který platí obdobné vztahy jako u spalín, které vznikají při topení plynými palivy.

Záměrně byly použity uvedené vzorce z obecné vzduchotechniky viz lit.(2). Pro názornost byl výpočet aplikován na komínovém tahu od spotřebiče ideálního paliva, kterým je metan.

Tlak spalín lze vyjádřit vztahem (6)

$$P_A = P''_2 + P''_4 \text{ [Pa]} \quad (6)$$

P celkový tlak spalín [Pa]

$P''_2$  parciální tlak suchých spalín [Pa]

$P''_4$  parciální tlak vodní páry spalín [Pa]

Měrnou hmotnost spalín můžeme pak vyjádřit vztahem (7)

$$\rho_1 = \rho_4 + \rho_3 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (7)$$

$\rho_1$  měrná hmotnost spalín [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_3$  měrná hmotnost suchých spalín [kg/m<sup>3</sup>]

$\rho_4$  měrná hmotnost páry [kg/m<sup>3</sup>]

(8) Závislost měrné hmotnosti spalín k teplotě a plynovým konstantám směsi lze vyjádřit vztahem

$$\rho_1 = 1/T * ((P_A - \phi P''_4)/R_s + \phi P''_4/R_p) \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (8)$$

T teplota spalín [K]

$R_s$  plynová konstanta suchých spalín(metan) [288 J/kg/K]

$R_p$  plynová konstanta par ve spalínách [400 J/kg/K]

$\phi$  relativní vlhkost spalín [%]

## KOMÍNOVÝ TAH

Statický tah komínového průduchu

$$PH = H \cdot g \cdot (\rho - \rho_1) \text{ [Pa]} \quad (10)$$

Podmínka vzniku komínového tahu je zachování rozdílu hmotností plynů uvnitř a vně komínu. Pro zajištění provozní spolehlivosti systému to znamená, že spotřebič paliva musí zajistit aby podtlak v místě kouřového hrdla byl větší než vypočtený komínový tah. První podmínkou je aby měrná hmotnost vlhkých spalin v komínovém průduchu byla vždy menší, než hmotnost skutečného vzduchu v okolí hlavy komínu a aby rozdíl byl dostatečně velký pro pokrytí ztrát tlaku komínové konstrukce.

Obvyklý způsob je založen na výpočtu suchého vzduchu a suchých spalin. Přímý výpočet hmotnosti vlhkých komponentů nám může ukázat nové možnosti mokrých komínů.

Uvedená tabulka komínového tahu ukazuje jak se mění objemová hmotnost suchých a mokrých spalin podle teploty a podle hodnot atmosferického tlaku vzduchu. Při výpočtu byly použity vzorce (1-10).

Výpočet byl omezen na spaliny, které vznikají při hoření metanu při ideálním spalování. Pro výpočet komínového tahu byl použit fiktivní komín účinné výšky 10 m Teplota spalin v sopouchu komínu vycházela z ideální reakce spalování při teplotě 140 OC. Tření o stěny průduchů bylo zanedbáno, protože se jedná o mokré komíny, které mají komínové průduchy odolné proti působení kondenzátu s nejnižším součinitelem tření, který se dále zmenšuje při smáčení kondenzátem.

Rozhodující pro spolehlivost zařízení jsou pak změny atmosférického tlaku během dne, měsíce, provozní doby zařízení Výpočet byl omezen na spaliny, které vznikají při hoření metanu při ideálním spalování. Pro výpočet komínového tahu byl použit fiktivní komín účinné výšky 10 m Teplota spalin v sopouchu komínu vycházela z ideální reakce spalování při teplotě 140 OC. Tření o stěny průduchů bylo zanedbáno, protože se jedná o mokré komíny, které mají komínové průduchy odolné proti působení kondenzátu s nejnižším součinitelem tření, který se dále zmenšuje při smáčení kondenzátem.

Rozhodující pro spolehlivost zařízení jsou pak změny atmosférického tlaku během dne, měsíce, provozní doby zařízení.

Uvedená tabulka komínových tahů nás seznamuje s problematikou spalinových cest uplatněných v kondenzační technice. Popisu současných technologií kondenzačních kotlů se věnuje kapitola 5 V uvedené tabulce pro tyto techniky platí část tabulky mezi teplotu spalin 60 až 30 oC. Popisu kondenzačních komínů je věnována kapitola 6 a pro jejich funkce je věnována celá tabulka 3.

**Tab.2** Výpočet komínového tahu pro různé hodnoty atmosférického tlaku

		Výpočet komínového tahu									
		bez kondenzace					po kondenzaci				
VSTUPNÍ HODNOTY	R <sub>v</sub> =	J/kg/K	288								
	R <sub>p</sub> =	J/kg/K	400								
	T <sub>5</sub>	K	413	373	353	333		323	313	303	
	t <sub>5</sub>	°C	140	100	80	60		50	40	30	
	P <sub>D</sub>	Pa	370301	102135	47360	19919		12330	7375	4241	
	φ	%	7	22	45	100		kondenzuje			
	γ	100*%	0,07	0,22	0,45	1,02		0,796	1,290	2,172	
	ρ <sub>3</sub>	kg/m3	0,152	0,152	0,152	0,152		0,076	0,076	0,076	
Varianta 1	P <sub>A</sub>	Pa	94000	ρ = 1,109316		kg/m³					
	ρ <sub>2</sub>	kg/m3	0,5792	0,6639	0,7135	0,7690		0,80	0,94	0,97	
	ρ <sub>3</sub>	kg/m3	0,1520	0,1520	0,1520	0,1520		0,08	0,08	0,08	
	ρ <sub>1</sub>	kg/m3	0,7312	0,8159	0,8655	0,9210		0,8754	1,02	1,05	
	P <sub>3</sub>	Pa	38	29	24	19		23	9	6	
Varianta 2	P <sub>A</sub>	Pa	98000	ρ =		1,156612	kg/m³				
	ρ <sub>2</sub>	kg/m3	0,6128	0,7012	0,7528	0,8107		0,8424	0,98	1,02	
	ρ <sub>3</sub>	kg/m3	0,1520	0,1520	0,1520	0,1520		0,0760	0,08	0,08	
	ρ <sub>1</sub>	kg/m3	0,7648	0,8532	0,9048	0,9627		0,9184	1,06	1,09	
	P <sub>3</sub>	Pa	39	30	25	19		24	10	6	
Varianta 3	P <sub>A</sub>	Pa	100000	ρ =		1,180386	kg/m³				
	ρ <sub>2</sub>	kg/m3	0,6296	0,7198	0,7725	0,8316		0,8639	1,00	1,04	
	ρ <sub>3</sub>	kg/m3	0,1520	0,1520	0,1520	0,1520		0,0760	0,08	0,08	
	ρ <sub>1</sub>	kg/m3	0,7816	0,8718	0,9245	0,9836		0,9399	1,08	1,12	
	P <sub>3</sub>	Pa	40	31	26	20		24	10	6	
Varianta 4	P <sub>A</sub>	Pa	102000	ρ =		1,204161	kg/m³				
	ρ <sub>2</sub>	kg/m3	0,6464	0,7384	0,7922	0,8525		0,8854	1,03	1,06	
	ρ <sub>3</sub>	kg/m3	0,1520	0,1520	0,1520	0,1520		0,0760	0,08	0,08	
	ρ <sub>1</sub>	kg/m3	0,7984	0,8904	0,9442	1,0045		0,9614	1,10	1,14	
	P <sub>3</sub>	Pa	41	31	26	20		24	10	6	

$T_5$	Teplota spalin T		
$T_5$	teplota spalin		
$R_v =$	plynová konstanta suchých spalin		
$R_p =$	plynová konstanta vlhkosti		
$\Phi$	Relativní vlhkost v %		
$Y$	součinitel relativní vlhkosti		
$P_D$	Parciální tlak nasycených par		
$P_A$	atmosferický tlak		
$\rho_1$	hustota spalin		
$\rho_2$	hustota suchých spalin		
$\rho_3$	hustota vlhkosti spalin		
$P_3$	komín tah		

## KONDENZAČNÍ SPOTŘEBIČE PALIVA

Předmětné spotřebiče paliva s kondenzačním zařízením, získávají při spalování přímé teplo z paliva a v chladičích spalín získávají skryté teplo z kondenzace par. V chladičích se nejdříve ochladí spaliny na úroveň kondenzační křivky graf 1 A a pak při dalším ochlazování dochází k přeměně části páry na kondenzát a teplo.

Teoreticky lze získat při ochlazování spalín bez kondenzace na teplosměnné ploše 116 Wh na 1 kg. vodní páry.

Základní přínos kondenzačních kotlů je v získávání skupenského tepla při přechodu vlhkosti ze skupenství plynného do kapalného. Při ochlazování spalín, pod úroveň rosného bodu, lze získat až 695 Wh na 1kg kondenzátu

Kondenzací par dojde k částečnému vysušení spalín a to znamená že objem bude menší o část par a těžší podle změny objemové hmotnosti v závislosti na jejich teplotě.

Pokud budou stěny komínu chladnější než chladicí kapalina, bude dál probíhat kondenzace spalín na stěnách průduchu. Uvedený stav vede k mokřým komínům, u kterých dochází k plynulé kondenzaci zbytkové vlhkosti po celé výšce průduchu. Při takovém postupu je zřejmé, že bude docházet i k dalším změnám komínového tahu ve vazbě na teplotě a vlhkosti spalín.

Změny vlhkosti podle teploty spalín až po kondenzaci pare byly graficky znázorněny v grafech 1.A,B,C.

Graf 1.A ukazuje průběh kondenzační křivky ( nasycené páry) ve vztahu k objemové hmotnosti vlhkosti ve spalínách. Tato křivka nám rozděluje prostor teplot pro ochlazování bez kondenzace, od teplot, při kterých dochází k uvolňování skupenského tepla. Graf je založen na stanovení objemové hmotnosti par v m3 spalín při nasycení parou ve vztahu k jejich teplotě.

Graf 1.B ukazuje průběhu vlhkosti spalín od kouřového hrdla po kondenzační zařízení kotle. Spaliny při výstupu z kouřového hrdla topidla (bod 1) mají teplotu 140 0C. Pro zajištění kondenzace je nutné spaliny ochladit na teplotu rosného bodu , která je označena (bodem 2) . Po celou dobu uvedeného ochlazování nedochází ke kondenzaci par a její množství zůstává stejné. Těsně před dosažením bodu kondenzace dojde k přeměně páry na kondenzát a k uvolnění tepla. Lze předpokládat, že plocha chladiče zajistí pokles teploty spalín až na 40 0C a tak se docílí získání kondenzátu podle křivky nasycených par  $K_{nas} = 18,7 - 7,3 = 11,4$  kg

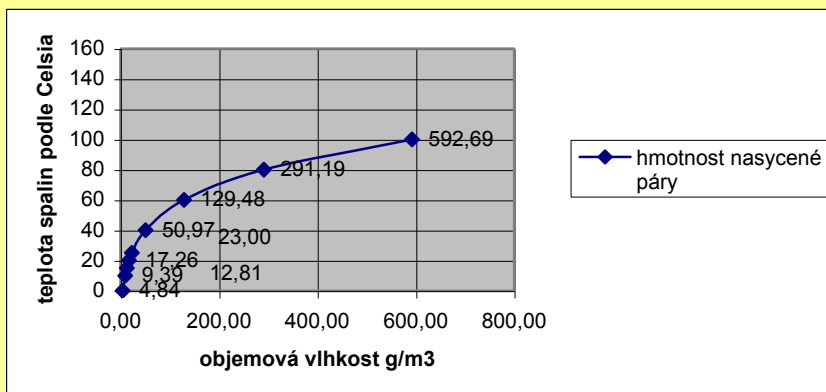
Takové množství kondenzátu předá teplo v množství  $Q = 11,4 \cdot 695 = 7,9$  kWh ve formě ohřátí chladicí kapaliny na maximální teplotu 40 0C. Průběh kondenzace je popsán v grafu B mezi body 2-3 . Zbývající vlhkost (mezi body 3-4) o objemu 7,3 l/hod bude proudit komínem se spalínami a pokud budou stěny komínů chladnější než teplota chladiče dojde k jejich kondenzaci uvnitř průduchu. komínu. Na konci křivky jsou parciální tlak par a teploty spalín tak malé, že je nelze využít pro komínový tah. Tento stav je nutné řešit spalínovým ventilátorem.

Graf C ukazuje stejný průběh při zvlhčení spalín v kondenzačním komínu popsáný v následující části .

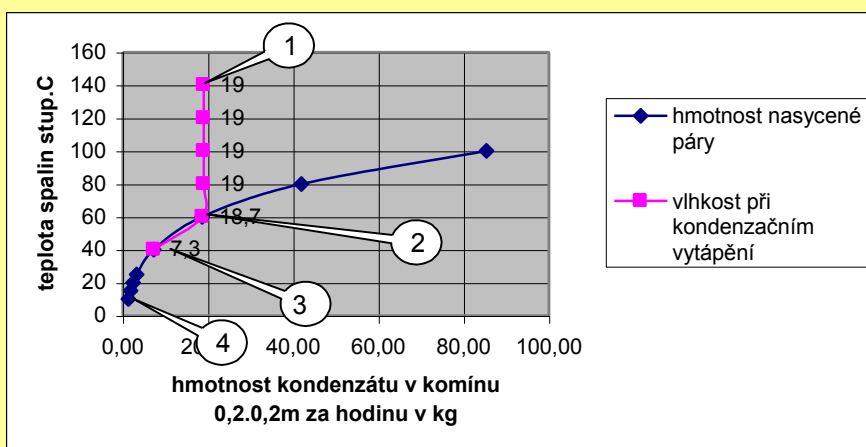
Ke kondenzačnímu spotřebiči paliv můžeme uvést, že jeho přínos je v zapojení chladiče spalín do vytápěcího systému v místě kotelen při předeřhívání spalného vzduchu, nebo teplé užitkové vody.

Jeho nedostatkem je, že kondenzační zařízení ochlazují spaliny tak, že do komínu přicházejí spaliny nasycené vodní parou, která při dalším ochlazení v komínu kondenzuje. Pro mokré konstrukce není dobré aby komín zůstává studený a mokrý. Při přerušovaném vytápění je nutné zabezpečit ústí komínu proti zamrznutí. Ztráta komínového tahu musí být nahrazena komínovými ventilátory. Při výpočtu pak nelze počítat jen s tepelnými zisky z kondenzace, ale musíme do účinnosti zahrnout i ztráty tepla a komínového tahu při ochlazování jeho spodní části.

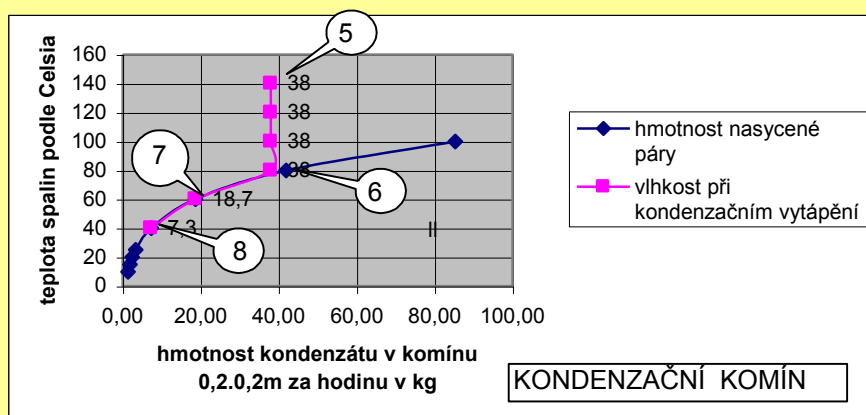
**A**



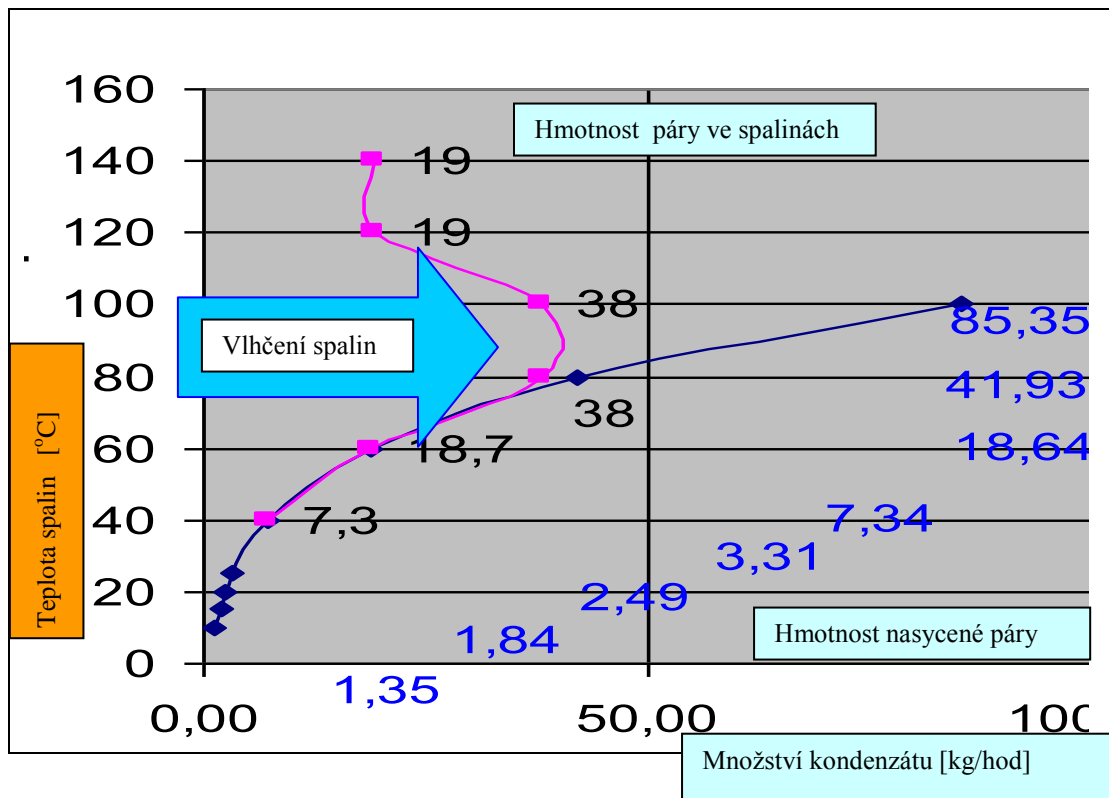
**B**



**C**



**Graf 1** Grafické znázornění závislosti obsahu par na teplotě podle různých způsobů ochlazování



**Graf 2** Zvýšení vlhkosti před kondenzací - vlhčení

**Tab.3** Přehled tepelných zisků kondenzačních topidel a komínů

kapacity komínu					teplo z kondenzace			
Hydraulický průměr m	rychlost proudění m/s	objem spalin m <sup>3</sup> /s	objem spalin m <sup>3</sup> /hod	hmotnost kondenzátu za hodinu kg/hod	skupenské teplo par kWh	využitelné teplo při kondenzaci 60/40 kWh	využitelné teplo v kondenzačním komínu kWh	výkon spotřebiče paliva v kWh
0,2	1,0	0,03	113,04	17,22	11,96	7,30	20,09	94
	1,1	0,03	123,21	18,77	13,04	7,95	21,90	103
	2,0	0,06	226,08	34,44	23,92	14,59	40,18	189
	3,0	0,09	339,12	51,66	35,88	21,89	60,28	283
	4,0	0,13	452,16	68,88	47,84	29,18	80,37	377
	5,0	0,16	565,20	86,10	59,80	36,48	100,46	472
0,15	1,0	0,02	63,59	9,69	6,73	4,10	11,30	53
	2,0	0,04	127,17	19,37	13,45	8,21	22,60	106
	3,0	0,05	190,76	29,06	20,18	12,31	33,90	159
	4,0	0,07	254,34	38,75	26,91	16,41	45,21	212
	5,0	0,09	317,93	48,43	33,64	20,52	56,51	265



## KONDENZAČNÍ KOMÍN

Řada problémů s kondenzačními spotřebiči paliva vyvolává potřebu nového přístupu k jeho technickému řešení. Při rozboru současného stavu podobných zařízení byla zkušebně změněna poloha kondenzačního chladiče spalin do podkrovního prostoru a ukázalo se, že takové řešení přináší nové možnosti v konstrukci zařízení i k úsporám tepla i energie. V prostoru střešní konstrukce lze umístit akumulární nádrže tepla, které mohou být společně s jinými tepelnými zdroji jako jsou sluneční kolektory. Nové umístění vytváří prostor pro zvyšování vlhkosti ve spalinách a tím zvyšování rosného bodu spalin. Ochlazování kondenzátu v této části spalinové cesty zachrání teplé komíny a odvádění kondenzátu je možno řešit potrubím, místo dosavadního volného stékání po stěnách průduchů atd.

Kondenzace vlhkosti ze spalin je založena na ochlazení spalin na úroveň jejich rosného bodu. Takové prvotní ochlazování je nehospodárné, při této fázi se získává velmi malá část tepla a ztrácí se cenné hodnoty spalin teplo a komínový tah.

Dalším problémem je nízká teplota rosného bodu a z toho plyne i nízká teplota ohřívání vody v chladičích spalin. Snahy o zvýšení této teploty vedou přes zvlhčování spalin před kondenzační jednotkou. Pokud přeneseme celý problém do prostoru komínu a propojíme uvedené postupy, získáme novou, účelnou funkci mokřých komínů. Zjednodušeně můžeme takový systém popsat jako přenesení kondenzace do prostoru komínové konstrukce.

Kondenzační jednotka bude zajišťovat kondenzaci v prostoru, kde se ochlazování spalin prostředím blíží k rosnému bodu spalin. Podle okamžitého charakteru spalin je možné rozhodnout o tom, zda kondenzát odtéče potrubím do sběrné jímky, nebo bude rozptýlen do prostoru před chladičem mezi přicházející spaliny. Tak jako v klimatizačních zařízeních, můžeme pomocí zvlhčovacích zařízení zajistit zvýšení vlhkosti spalin, které vyvolá zvýšení rosného bodu a kondenzace proběhne při vyšší teplotě.

Pro popis první etapy činnosti kondenzačního chladiče platí graf 1.B a nové funkce kondenzačního komínu jsou uvedeny v grafu 1.C. Výpočet byl proveden v tab.3 pro komínový průduch 0,2/0,2m s rychlostí proudění 1,1m/s s předpokládaným výkonem spotřebiče paliva 103 kWh.

Počáteční funkce nového chladiče je podobná jako v případě kondenzačního spotřebiče paliv uvedeného v grafu 1.B. Spaliny mají na začátku komínu teplotu 140 °C, rosný bod 59 °C a k tomu můžeme použít stejnou křivku rosných bodů. Hlavní změna je v tom, že první ochlazování spalin nezačíná v chladiči ale probíhá v komínu viz graf 1. B (úsek mezi body 1 a 2). V kondenzační jednotce odebere chladič kapalina kondenzační teplo a sama se ohřeje až na 40 °C (úsek mezi body 2 a 3). Spaliny s teplotou do 40 °C uniknou do volného prostoru. Vzniklý kondenzát bude rozptýlen do prostoru před kondenzační jednotkou, tak aby zvýšil vlhkost přicházejících spalin.

Graf 1. C popisuje stejný průběh ochlazování při neustálém zvlhčování spalin v kondenzačním komínu.

V druhé etapě počítáme se zvýšením vlhkosti spalin, které znamená zvýšení rosného bodu na úroveň označenou bodem (6 o teplotě 80 °C).

Spaliny při výstupu z kouřového hrdla topidla (bod 5) mají teplotu 140 °C. Pro zajištění kondenzace je nutné spaliny ochladit na teplotu rosného bodu, která je označena bodem (6). Po celou dobu uvedeného ochlazování nedochází ke kondenzaci par a jejich množství zůstává stejné 38kg/hod.

Kondenzace nastává podle grafu C mezi body (6/ 80°C a 8 /40 °C). Kondenzační jednotka může získat skryté teplo, vypočtené z rozdílu měrné vlhkosti při 80 °C a 40 °C. Podle grafu C (body 6 až 8) vznikne kondenzát v množství  $K_{kon}Q = 38 - 7,3 = 30,7$  kg po přepočtu na teplo to znamená zisk  $Q = 695 \cdot 30,7 = 21 \text{ kWh}$ .

Z tabulky 3. je zřejmé, že zvýšení účinnosti kondenzace je nezanedbatelné. Výpočet v uvedené tabulce počítá s ideálním systémem spalování bez ztrát, při plném odvedení tepla. Odvádění zbytkových spalín ve stejném množství jako u předešlého systému, na podstatně kratší vzdálenost zajistí rozdíl parciálních tlaků par spalín a venkovního prostoru. Při konkrétním použití uvedeného návrhu je nutné počítat se zvětšenou odolností komínové konstrukce proti působení kyselin, obsažených v kondenzátu.

## ZÁVĚR

Jednou z možností zvyšování účinnosti kondenzační techniky je zvlhčování spalín před chladiči spalín. Zvýšením vlhkosti spalín se dříve provádělo v prostoru kotlů, uvedená práce využívá k tomuto kroku kondenzátu z prvního stupně ochlazování. Zvýšením vlhkosti spalín dochází i k zvýšení teploty rosného bodu a tím i k zvýšení teploty chladicí vody. Uvedená teplota chladicí vody v kondenzačních jednotkách se pohybuje kolem 40 °C a mohla by se v novém zařízení zvýšit až o jednu polovinu. Využitelné kondenzační teplo se pak zvýší z 6% na 8% celkové hodnoty skryté energie ve spalínách. Uvedené cíle jsou velmi inspirativní ale praxe teprve ukáže životaschopnost uvedených návrhů. Nastartování takového systému bude podmíněno pečlivému hydraulickému vyladění celé spalínové cesty, a udržení ustáleného provozního stavu bude složitým úkolem pro dodavatele podobného zařízení. Autor si je vědom složitosti uvedeného řešení, proto zahrnul do příspěvku upravený výpočet komínového tahu a postup kondenzace spalín ve vztahu ke kondenzační křivce spalín

Tabulka množství využitelného kondenzátu, ukazuje na širší možnosti kondenzační techniky. Srovnání výhřevnosti vybraných paliv s množstvím tepla skrytého ve vlhkosti spalín může být výchozím bodem při hodnocení komínových kondenzačních soustav.

**Tab.4** Přehled množství a využitelnost kondenzátu podle vybraných paliv

Přehled množství kondenzátu ve vztahu k množství paliva									
			Metan	Zemní plyn H	Zemní plyn L	Propan	Butan	Svítliplyn	Topný olej
1	kondenzát	kg/m <sup>3</sup>	1,63	1,63	1,53	3,37	4,29	0,89	0,88
2	latentní teplo	Wh/m <sup>3</sup>	1022	1022	959,3	2113	2690	558	551,8
3	dtto	kWh/m <sup>3</sup>	1,02	1,02	0,96	2,11	2,69	0,56	0,552
4	ztráta	kWh/m <sup>3</sup>	-0,03	-0,03	0,01	-0,01	0,05	-0,03	-0,05
5	rozdíl spal-výhř	kWh/m <sup>3</sup>	1,05	1,05	0,95	2,12	2,64	0,59	0,6
6	výhřevnost	kWh/m <sup>3</sup>	9,5	10,35	8,83	25,9	34,55	4,87	10,08
7	spalné teplo	kWh/m <sup>3</sup>	10,55	11,4	9,78	28,02	37,19	5,46	10,68
8	kond/výhřevnost	%	10,76	9,874	10,86	8,158	7,785	11,46	5,474
9	použitelná kond.	%	6,455	5,925	6,519	4,895	4,671	6,875	3,284
10	rosný bod	°C	59	58	57	53			47
Při kondenzaci 1kg par je možno získat latentní teplo v množství Q=									
Teplo z úplné kondenzace činí 7 až 11% výhřevnosti plynu									
Teplo z použitelné kondenzace činí 5-7% výhřevnosti plynu			(při 60% účinnosti chladiče)						

Kondenzační komíny uvedených typů mohou vyplnit mezeru v nabídce energeticky úsporných systémů vytápění, založených na kombinaci vytápění zemním plynem a solárními kolektory. Nové umístění kondenzačních chladičů v tomto provedení omezuje stékání kondenzátu na stěnách průduchu a nechává komín teplý. Nedochází k úplné likvidaci komínového tahu. Pokud bude uvedené kondenzační zařízení umístěno v prostoru akumulčních nádrží teplé vody, otvírají se zde nové cesty, jak využít součinnost s jinými soustavami jako jsou solární kolektory. Cena úprav kondenzačních komínů může být zajímavá i v širším měřítku.

## LITERATURA

- [1] JELÍNEK, VL. *Kondenzační technika* DOS-T 08.05.01.001 ČKAIT, Praha 1998
- [2] DRKAL, FR. *Vzduchotechnika v dřevozpacujícím průmyslu*. SNTL, Praha 1981

**Reviewer:** Doc.Ing.arch. Josef Šamánek, CSc.

